

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до виконання курсової роботи

**«Термодинамічний розрахунок і аналіз  
парогазової енергетичної установки»**

з курсу «Технічна термодинаміка»  
для студентів спеціальностей  
142 «Енергетичне машинобудування»,  
144 «Теплоенергетика»

Харків 2016

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до виконання курсової роботи

**«Термодинамічний розрахунок і аналіз  
парогазової енергетичної установки»**

з курсу «Технічна термодинаміка»  
для студентів спеціальностей  
142 «Енергетичне машинобудування»,  
144 «Теплоенергетика»

Затверджено  
редакційно-видавничою  
радою університету,  
протокол № 2 від 23.06.2016 р.

Харків  
НТУ «ХПІ»  
2016

Методичні вказівки до виконання курсової роботи «Термодинамічний розрахунок і аналіз парогазової енергетичної установки» з курсу «Технічна термодинаміка» для студентів спеціальностей: 142 «Енергетичне машинобудування», 144 «Теплоенергетика» /уклад. Ярошенко Т.І., Гордієнко О.П. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – 20 с.

Укладачі: Т.І. Ярошенко,  
О.П. Гордієнко

Рецензент Є.М. Бесчаров

Кафедра теплотехніки та енергоефективних технологій

## ВСТУП

На сучасних теплових електростанціях використовуються різні схеми перетворення хімічної енергії палива в електричну енергію. Вибір тієї чи іншої схеми визначається цілою низкою чинників економічного або територіального характеру, закономірностями зміни споживаної потужності в часі, наявністю певного сорту палива та іншими умовами.

Одним із найбільш розроблених способів підвищення ефективності процесів перетворення теплоти, що виділяється в процесі згоряння різних видів палива, в електроенергію є застосування так званих бінарних циклів [1–3]. Ці цикли використовують у своїй схемі комбінацію двох робочих тіл – водяна пара в низькотемпературній частині циклу і гази або рідкі метали у високотемпературній частині циклу. Одна з різновидів таких схем – це парогазова енергоустановка, що поєднує газотурбінний цикл з паротурбінними [4]. Підвищення початкової температури циклу при використанні ГТУ обмежується наявністю обертових частин і жароміцних конструкційних матеріалів. Підвищити верхню температуру циклу дозволяють методи безмашинного перетворення енергії, при яких відсутні механізми, що обертаються. До таких перспективних технологій належить магнітогідромеханічний метод перетворення енергії з використанням МГД-генераторів [5].

У цій курсовій роботі розглядається початковий етап проектування стаціонарної парогазової енергоустановки з МГД-генератором – термодинамічний розрахунок теплової схеми. Мета розрахунку – визначення параметрів робочих тіл у вузлових точках бінарного циклу, розрахунок окремих елементів схеми установки, вибір оптимальних параметрів і показників економічності електростанції.

### Вимоги до оформлення курсової роботи

1. Пояснювальна записка повинна бути оформлена чітко і акуратно, розбірливим почерком або на комп'ютері. На титульному аркуші необхідно вказати назву роботи, номер варіанта, групу, прізвище та ініціали.

2. Вихідні дані мають бути виписані повністю з табл. 1 згідно з номером варіанта.

3. Обчислення повинні супроводжуватися пояснювальним текстом з найменуванням величин, які обчислюються, і розмірністю в системі СІ.

4. Пояснювальна записка супроводжується зображенням схеми установки, термодинамічного циклу, побудованого в  $T$ - $S$  координатах, і робочого процесу розширення пари в турбіні на  $h$ - $S$  діаграмі водяної пари.

Роботи, в яких перераховані вище умови не виконані, до розгляду не приймаються.

## 1. ОПИС СХЕМИ І РОБОТИ УСТАНОВКИ

Одна з можливих схем парогазової енергетичної установки з МГД-генератором зображена на рис.1. Термодинамічний бінарний цикл в  $T$ - $S$  координатах показаний на рис. 2.

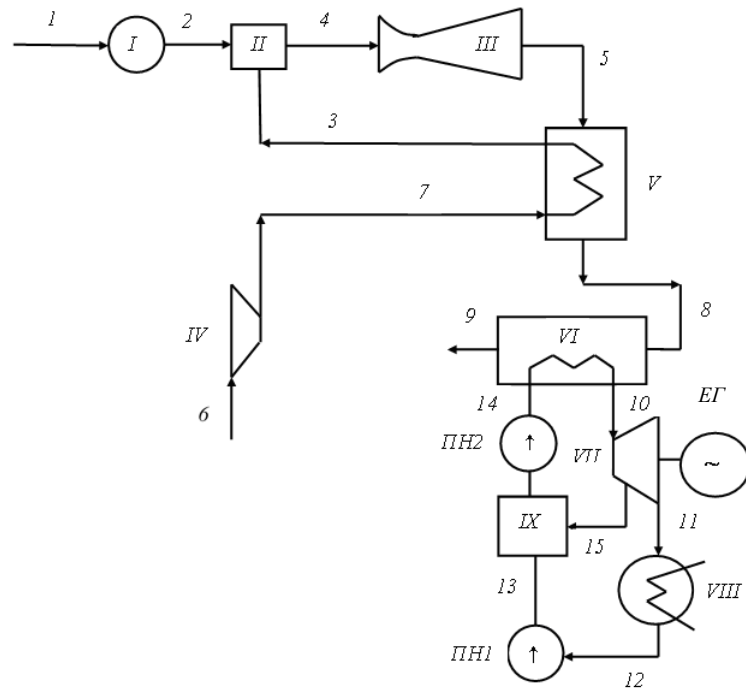


Рис.1. Принципова схема парогазової енергетичної установки

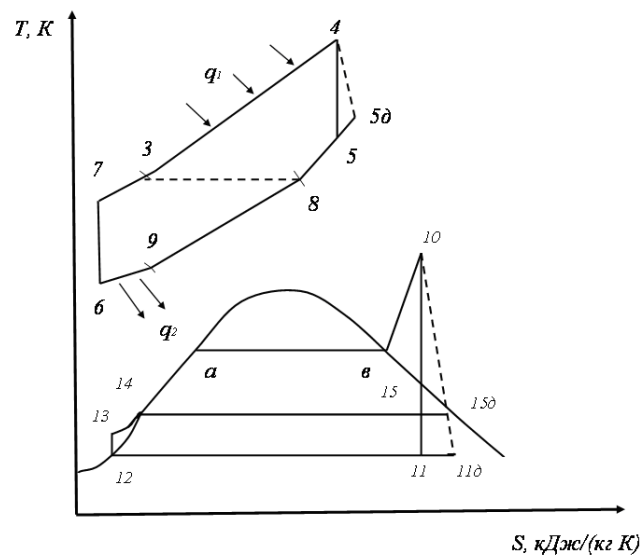


Рис. 2. Бінарний парогазовий цикл з адіабатним стисненням повітря в компресорі

Установка працює таким чином. Атмосферне повітря стискається компресором *IV* до тиску  $P_7$  і подається в камеру згоряння *II*. Сюди ж за допомогою насоса *I* подається рідке паливо. Процес горіння відбувається при постійному тиску  $P_7 = \text{const}$ . З камери згоряння газоподібні продукти згоряння палива в суміші з повітрям при високій температурі надходять у МГД-генератор *III*. У процесі адіабатичного розширення іонізованого робочого тіла в сопловому апараті МГД-генератора відбувається безпосереднє перетворення теплової енергії в електричну. Гази, що виходять з МГД-генератора і мають ще досить високу температуру, направляються у повітрянагрівач *V*, де вони, охолоджуючись, підігрівають повітря, що подається в камеру згоряння. Після регенератора гази надходять у парогенератор *VI*, де їх теплота використовується на пароутворення і перегрів другого робочого тіла – водяної пари; потім гази видаляються в навколишнє середовище.

Пара, отримана у парогенераторі *VI*, надходить у парову турбіну *VII*, на одному валу з якою знаходиться ротор електрогенератора змінного струму ЕГ. Після розширення в ступенях високого тиску частина пари відбирається з турбіни і подається в регенеративний підігрівач *IX*. Інша частина пари, завершивши процес розширення і зробивши при цьому корисну роботу з обертання робочого колеса турбіни, яка потім перетворюється в електроенергію, надходить у конденсатор *VIII*. Конденсат водяної пари за допомогою живильного насоса ПН1 подається в регенеративний підігрівач *IX*. Тут за рахунок тепла відібраної з турбіни пари відбувається підігрів живильної води, яка за допомогою другого живильного насоса ПН2 подається в парогенератор *VI*.

Оскільки кількість циркулюючих газів і пари в газовій і паровій частинах установки різні, то термодинамічний цикл, зображений на рис. 2, носить дещо умовний характер. Контур 6-7-4-5-6 – це газовий цикл, а 10-11-12-13-14-а-в-10 – це паровий цикл, обидва цикли разом – це бінарний цикл, який складається з таких процесів:

6-7 – адіабатичне стиснення повітря в компресорі від тиску  $P_6$  до  $P_7$ ;

3-4-7 – ізобаричний процес підведення теплоти до робочого тіла (7-3 – в регенеративній підігрівачі *V*, 3-4 – в камері згоряння *I*);

4-5 – адіабатичний процес розширення робочого тіла в сопловому апараті МГД-генератора;

5-8-9-6 – ізобаричний процес відведення теплоти від робочого тіла (5-8 – віддача тепла в регенеративному теплообміннику на перегрів водяної пари; 8-9 – процес передачі теплоти воді у парогенераторі VI і 9-6 – відведення тепла в навколишнє середовище з відпрацьованими газами);

10-11 – адіабатне розширення водяної пари в турбіні VII;

11-12 – ізобарний процес відведення теплоти від робочого тіла в конденсаторі VIII;

12-13 – адіабатний процес підвищення тиску при стискуванні живильної води в насосі ПН1;

13-14-а-в-10 – ізобаричний процес підведення теплоти до робочого тіла (13-14 – підігрівання живильної води в регенераторі IX за рахунок теплоти пари, що відбирається з турбіни; 14-а-в-10 – подальше нагрівання води до температури кипіння (14-а), кипіння (а-в) і перегрівання пари (а-10) до необхідної температури в парогенераторі VI);

15-14 – ізобарний процес відбору пари з турбіни для цілей регенерації теплоти в теплообміннику IX.

## ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ

$N_{\text{п}}$  – корисна потужність установки;

$Q_{\text{р}}^{\text{н}}$  – теплота згоряння палива;

$R$  – газова постійна для повітря;

$n$  – показник політропи при стисненні повітря в компресорі;

$k$  – показник адіабати;

$m$  – число ступенів компресора;

$P_4$  – тиск газоподібного робочого тіла на виході з камери згоряння перед його надходженням у МГД-генератор;

$P_5 = 1,02$  бар – атмосферний тиск;

$P_{10}$  – тиск водяної пари на вході в турбіну;

$P_{11}$  – тиск водяної пари на виході з турбіни;

$t_4$  – температура газів на виході з камери згоряння;

$t_6$  – температура повітря на вході в компресор;

$t_9$  – температура відпрацьованих газів перед викидом в атмосферу;

$t_{10}$  – температура пари на вході в турбіну;

$\eta_{\text{еф.к}}$  – ефективний ККД компресора;

$\eta_{oi}$  – внутрішній відносний індикаторний ККД парової турбіни;

$\eta_m = 0,99$  – механічний ККД парової турбіни;

$\eta_{\text{е.т}} = 0,98$  – ККД, що враховує втрати енергії в електрогенераторі парової турбіни;

$\eta_{\text{е.мгд}} = 0,97$  – ККД, що враховує втрати енергії в електричній частині МГД-генератора;

$\eta_{\text{к.з}} = 0,985$  – ККД, що визначає втрати енергії, викликані недосконалістю процесів, що протікають у камері згоряння;

$\eta_{\text{в.т}} = 0,975$  – ККД, що враховує втрати тепла за рахунок теплообміну обладнання з навколишнім середовищем.

## 2. РОЗРАХУНОК КОМПРЕСОРА

Відповідно до характеру протікання процесів газової частини бінарного циклу (рис. 2) тиск за компресором  $P_7 = P_4$ .

Залежно від типу процесу, за яким здійснюється стиснення газу в компресорі, послідовність розрахунку повинна бути така.

### 2.1. Ізотермічне стиснення ( $n = 1$ ).

При цьому використовується одноступінчастий компресор ( $m = 1$ ). Очевидно, що температура в кінці стиснення  $t_7 = t_6$ .

Теоретична робота, що витрачається на стиснення 1 кг повітря, кДж/кг:

$$l_{\text{к.т}} = RT_6 \ln \frac{P_7}{P_6}. \quad (2.1)$$

Дійсна робота стиснення з урахуванням усіх втрат енергії у компресорі (тертя поршня об стінки циліндра, тертя у підшипниках та ін.), кДж/кг:

$$l_{\text{к.д}} = l_{\text{к.т}} / \eta_{\text{еф.к}}. \quad (2.2)$$

### 2.2. Адіабатичне ( $k = 1,4$ ) або політропне стиснення ( $1 < n < k$ ).

У цьому випадку доцільно застосовувати багатоступінчасте стиснення з проміжним охолодженням після кожного ступеня.

Ступінь підвищення тиску в кожному ступені



$$\xi = \sqrt[m]{P_7 / P_6}, \quad (2.3)$$

де  $P_6 = P_5$ .

За умови, що у всіх щаблях компресора показник адіабати  $k$  або показник політропи  $n$  однакові, питома теоретична робота стиснення в компресорі визначається відповідно виразом

$$l_{\text{к.т}} = m \frac{k}{k-1} RT_6 \left[ \xi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (2.4)$$

або

$$l_{\text{к.т}} = m \frac{n}{n-1} RT_6 \left[ \xi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (2.5)$$

Дійсна робота стиснення обчислюється за формулою (3.2).

Кінцева температура газу за компресором відповідно

$$T_7 = T_6 \xi^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.6)$$

або

$$T_7 = T_6 \xi^{\frac{n-1}{n}} \quad (2.7)$$

### 3. ВИЗНАЧЕННЯ НЕВІДОМИХ ПАРАМЕТРІВ У ХАРАКТЕРНИХ ТОЧОК ЦИКЛУ

#### 3.1. Газовий цикл.

Вважаючи процес витікання в сопловому апараті МГД-генератора оборотним і адіабати чин, знаходимо теоретичну температуру газів за соплом

$$T_5 = T_4 \left( \frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (3.1)$$

Швидкість газів на виході з сопла, м/с:

$$\omega_5 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_4 \left[ 1 - \left( \frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (3.2)$$

Ізобарна теплоємність газоподібного робочого тіла. Дж/(кг·К):

$$C_p = \frac{Rk}{(k-1)}. \quad (3.3)$$

Дійсна температура газів, що залишають сопловий апарат МГД – генератора

$$T_{5д} = T_5 + \frac{\omega_5^2 (1 - \varphi_c^2)}{2C_p}, \quad (3.4)$$

де  $\varphi_c$  – швидкісний коефіцієнт, значення якого зазвичай лежить у межах 0,95–0,98.

Приймаємо падіння температури гарячих газів у регенераторі  $T_{5д} - T_8 = 100$  °С і знаходимо температуру газоподібного робочого тіла на вході в теплообмінник-парогенератор:

$$T_8 = T_{5д} - 100. \quad (3.5)$$

З рівняння теплового балансу регенератора

$$C_p (T_{5д} - T_8) = C_p (T_3 - T_7)$$

визначаємо температуру повітря перед його надходженням у камеру згоряння

$$T_3 = T_{5д} - T_8 + T_7 = 100 + T_7. \quad (3.6)$$

### 3.2. Паровий цикл.

Параметри пари за турбіною визначаються за допомогою  $h$ - $S$  діаграми водяної пари і відповідно до рис. 2. Справжнє значення ентальпії в кінці політропної процесу розширення 10–11<sub>д</sub>:

$$h_{11д} = h_{10} - \eta_{oi} (h_{10} - h_{11}), \quad (3.7)$$

де  $h_{10}$  – ентальпія водяної пари на вході в турбіну, яка визначається на перетині ізобари  $P_{10}$  та ізотерми  $t_{10}$ ;  $h_{11}$  – ентальпія водяної пари на виході з турбіни, яка визначається на перетині ізоентропа  $S_{10} = \text{const}$  (теоретичний процес розширення пари в турбіні) та ізобари  $P_{11}$ . Знаходимо точку 11<sub>д</sub> на перетині ізоентальпії  $h_{11д}$  і ізобари  $P_{11}$ , проводимо лінію дійсного процесу розширення водяної пари в турбіні 10–11<sub>д</sub>.

## 4. ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО ТИСКУ В РЕГЕНЕРАТИВНОМУ ВІДБОРІ ПАРИ

Оптимальний тиск регенеративного відбору пари з турбіни  $P_{15}$  (рис. 2) – це тиск, при якому термічний ККД парової частини бінарного циклу досягає максимального значення при заданих вихідних параметрах. Для

його визначення необхідно довільно вибрати кілька точок (5–7) на адіабаті 10–11 і визначити для них значення ентальпій  $h_{15}$ .

Частка пара, що відбирається з турбіни для цілей регенерації, визначається за формулою

$$\alpha = \frac{h_{14} - h_{12}}{h_{15} - h_{12}}, \quad (4.1)$$

де  $h_{12}$  і  $h_{14}$  – ентальпії рідини, що кипить при тисках  $P_{11}$  і  $P_{15}$ , відповідно. Їх можна визначити за таблицями [6] або за формулами

$$h_{12} = C_{pw} t_n |_{P_{11}} \quad (4.2)$$

та

$$h_{14} = C_{pw} t_n |_{P_{15}}, \quad (4.3)$$

де  $C_{pw} = 4,19 \text{ кДж/(кг К)}$  – теплоємність води;  $t_n |_{P_{11}}$  і  $t_n |_{P_{15}}$  – температури насичення води при тисках  $P_{11}$  і  $P_{15}$  відповідно.

Робота регенеративного циклу може бути розрахована за однією з наступних формул, кДж/(кг К)

$$\begin{aligned} l_{\text{рег}} &= (h_{10} - h_{15}) + (1 - \alpha)(h_{15} - h_{11}) = \\ &= \alpha(h_{10} - h_{15}) + (1 - \alpha)(h_{10} - h_{11}) = \\ &= (h_{10} - h_{11}) - \alpha(h_{15} - h_{11}). \end{aligned} \quad (4.4)$$

Кількість теплоти, підведеної до пари в регенеративному циклі, кДж/(кг·К):

$$q_{1\text{рег}} = h_{10} - h_{14}. \quad (4.5)$$

Термічний ККД регенеративного циклу

$$\eta_t^{\text{рег}} = \frac{l_{\text{рег}}}{q_{1\text{рег}}} \quad (4.6)$$

Термічний ККД циклу Ренкіна

$$\eta_t^p = \frac{h_{10} - h_{11}}{h_{10} - h_{12}}. \quad (4.7)$$

Результати розрахунків необхідно звести в табл. 2 і побудувати графік залежності  $\eta_t^{\text{рег}} = f(P_{15})$ , за яким можна визначити оптимальне значення  $P_{15}^{\text{опт}}$ , що відповідає максимальному значенню термічного ККД регенеративного циклу  $\eta_{t\text{рег}}^{\text{max}}$ .

Таблиця 2 – Оптимізація регенеративного циклу

№ точки	$P_{15}$ , бар	$h_{15}$ , кДж/кг	$\alpha$	$l_{\text{рег}}$ , кДж/кг	$q_{1\text{рег}}$ , кДж/кг	$\eta_t^{\text{рег}}$
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
$P_{15}^{\text{опт}} =$			$\eta_{\text{рег}}^{\text{max}} =$			

## 5. РОЗРАХУНОК РОЗПОДІЛУ ПОТУЖНОСТЕЙ ЗА ЕЛЕМЕНТАМИ ПАРОГАЗОВОЇ УСТАНОВКИ

Корисна потужність установки може бути показана у вигляді

$$N_{\text{п}} = N_{\text{т}} + N_{\text{мгд}} - N_{\text{к}} - \sum N_{\text{н}}, \quad (5.1)$$

де  $N_{\text{т}}$  – потужність на клеммах турбогенератора, кВт;  $N_{\text{мгд}}$  – потужність на клеммах МГД-генератора, кВт;  $N_{\text{к}}$  – потужність приводу компресора, кВт;  $\sum N_{\text{н}}$  – сумарна потужність, що витрачається на привід всіх насосів, включених в схему установки, кВт.

На підставі даних про експлуатацію установок [4] можна прийняти

$$\sum N_{\text{н}} = 0,02 N_{\text{п}}, \quad (5.2)$$

$$N_{\text{т}} = M_{\text{п}} \left[ (h_{10} - h_{11\text{д}})(1 - \alpha^{\text{опт}}) + \alpha^{\text{опт}} (h_{10} - h_{15\text{д}}^{\text{опт}}) \right] \eta_{\text{м}} \eta_{\text{е.т}}, \quad (5.3)$$

$$N_{\text{мгд}} = (T_4 - T_{5\text{д}}) C_p \eta_{\text{е.мгд}}, \quad (5.4)$$

$$N_{\text{к}} = M_{\text{г}} l_{\text{к.д}}. \quad (5.5)$$

Тут  $\alpha^{\text{опт}}$  – частка пари, що відбирається на регенерацію при тиску  $P_{15}^{\text{опт}}$ ;  $h_{15\text{д}}^{\text{опт}}$  – ентальпія водяної пари, яка визначається на перетині ізобари  $P_{15}^{\text{опт}}$  і лінії дійсного процесу розширення пари в турбіні 10–11<sub>д</sub>;  $M_{\text{п}}$  і  $M_{\text{г}}$  – витрати пари та газу, відповідно.

Обчислимо питомі потужності, кВт год/кг:

$$\eta_{\text{т}} = \frac{N_{\text{т}}}{M_{\text{г}}} = \left[ (h_{10} - h_{11\text{д}})(1 - \alpha^{\text{опт}}) + \alpha^{\text{опт}}(h_{10} - h_{15\text{д}}^{\text{опт}}) \right] \eta_{\text{м}} \eta_{\text{е.т}} / 3600, \quad (5.6)$$

$$\eta_{\text{мгд}} = \frac{N_{\text{мгд}}}{M_{\text{г}}} = (T_4 - T_{5\text{д}}) C_p \eta_{\text{е.мгд}} / 3600, \quad (5.7)$$

$$\eta_{\text{к}} = \frac{N_{\text{к}}}{M_{\text{г}}} = l_{\text{к.д}} / 3600. \quad (5.8)$$

Тепер рівняння балансу потужностей (5.1) з урахуванням виразів (5.2)–(5.8) можна переписати у вигляді

$$1,02 N_{\text{п}} = M_{\text{п}} \eta_{\text{т}} + M_{\text{г}} (\eta_{\text{мгд}} - \eta_{\text{к}}). \quad (5.9)$$

Рівняння (5.9) необхідно доповнити рівнянням теплового балансу парогенератора:

$$M_{\text{г}} C_p (T_8 - T_9) = M_{\text{п}} (h_{10} - h_{14}). \quad (5.10)$$

Позначимо:

$$\Delta h_{\text{г}} = C_p (T_8 - T_9); \quad \Delta h_{\text{п}} = (h_{10} - h_{14}).$$

Рівняння (5.9) і (5.10) утворюють систему рівнянь вигляду

$$M_{\text{п}} \eta_{\text{т}} + M_{\text{г}} (\eta_{\text{мгд}} - \eta_{\text{к}}) = 1,02 N_{\text{п}},$$

$$M_{\text{п}} \Delta h_{\text{п}} - M_{\text{г}} \Delta h_{\text{г}} = 0,$$

вирішуючи яку. можна визначити витрати пари і газу, кг/год:

$$M_{\text{п}} = \frac{1,02 N_{\text{п}}}{\eta_{\text{т}} + (\eta_{\text{мгд}} - \eta_{\text{к}}) \Delta h_{\text{п}} / \Delta h_{\text{г}}}, \quad (5.11)$$

$$M_{\text{г}} = \frac{1,02 N_{\text{п}}}{(\eta_{\text{мгд}} - \eta_{\text{к}}) + \eta_{\text{т}} \Delta h_{\text{г}} / \Delta h_{\text{п}}}. \quad (5.12)$$

Обчисливши  $M_{\text{п}}$  і  $M_{\text{г}}$ , розраховуємо потужності  $N_{\text{т}}$ ,  $N_{\text{мгд}}$  і  $N_{\text{к}}$  за формулами (5.3–5.5). Перевірку правильності обчислень можна виконати, використовуючи рівняння (5.9).

## 6. ПОБУДОВА БІНАРНОГО ЦИКЛУ В $T$ - $S$ КООРДИНАТАХ

Для побудови циклу в масштабі необхідно обчислити ентропії відповідних точок газової частини циклу, кДж/(кг·К):

$$S_i = C_p \ln \frac{T_i}{273} - R \ln \frac{P_i}{1,013}, \quad (6.1)$$

де  $T_i$ , [K] и  $P_i$ , [бар] – температура і тиск  $i$ -тої точки.

Ентропії і температури точок 10, в, 11, 15, 11<sub>д</sub> и 15<sub>д</sub> парової частини циклу визначаються за  $h - S$  діаграмою водяної пари. Ентропії точок 12, 14, и  $a$  обчислюються за формулою

$$S_i = h_i / T_i, \quad (6.2)$$

де  $T_{12} = T_{11}$ ,  $T_{14} = T_{15}$ ,  $T_a = T_b$ .

Ентальпію точки  $a$  потрібно визначати аналогічно  $h_{12}$  або  $h_{12}$  за температури насичення при тиску  $P_{10}$ :

$$h_a = C_{pw} t_n \big|_{P_{10}}. \quad (6.3)$$

Положення точки 13 визначаємо, вважаючи процес стиснення живильної води в насосі адіабатичним. Рівняння першого закону термодинаміки при цьому має вигляд:

$$0 = \Delta h + l_{\text{роз}}, \quad (6.4)$$

де  $l_{\text{роз}} = l_n$  – розташовується робота, яка в даному випадку дорівнює роботі, витраченої на стиск води в насосі, кДж/(кг·К):

$$l_n = - \int_{P_{11}}^{P_{10}} v_{cp} dP = -v_{cp} (P_{10} - P_{11}), \quad (6.5)$$

де  $v_{cp} = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$  – середній питомий обсяг води;  $\Delta h$  – зміна ентальпії у процесі 12–13:

$$\Delta h = C_{pw} (t_{13} - t_{12}), \quad (6.6)$$

$$t_{12} = t_n \big|_{P_{11}}.$$

Після підстановки виразів (6.5) і (6.6) у рівняння (6.4) маємо

$$t_{13} = t_{12} + \frac{v_{cp}}{C_{pw}} (P_{10} - P_{11}). \quad (6.7)$$

Очевидно, що  $S_{13} = S_{12}$ .

## 7. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПОКАЗНИКІВ ЕФЕКТИВНОСТІ ЦИКЛУ

### 7.1. Термічний ККД циклу.

Оскільки у бінарному циклі в паровому і газовому контурах використовується різна кількість робочого тіла, то термічний ККД усього циклу можна розрахувати за формулою

$$\eta_t^{\text{бін.п}} = \frac{l_t + m(l_{\text{мгд}} - l_{\text{к.т}})}{mC_p(T_4 - T_3)}, \quad (7.1)$$

де  $m = M_r / M_{\text{п}}$  – відносна витрата робочих тіл;  $l_t$  – питома теоретична робота парової турбіни, кДж/кг:

$$l_t = (h_{10} - h_{15}^{\text{опт}}) + (1 - \alpha^{\text{опт}})(h_{15}^{\text{опт}} - h_{11}), \quad (7.2)$$

де  $h_{15}^{\text{опт}}$  – ентальпія водяної пари, що визначена за  $h$ – $S$  діаграмою на перетині ізобари  $P_{15}^{\text{опт}}$  та адіабати 10–11;  $l_{\text{мгд}}$  – питома теоретична робота, що здійснюється іонізованим робочим тілом у процесі адіабатичного розширення в сопловому апараті МГД-генератора, кДж/кг:

$$l_{\text{мгд}} = \frac{R - k}{k - 1}(T_4 - T_5), \quad (7.3)$$

де  $l_{\text{к.т}}$  – питома теоретична робота стиснення повітря в компресорі, розраховується за формулами (3.1), (3.4) або (3.5) відповідно.

#### 7.2. Абсолютний електричний ККД установки.

Цей ККД являє собою відношення роботи, переданої зовнішньому споживачеві (електроенергія, що віддається в мережу)  $L_e$ , до повного кількості теплоти, підведеної в циклі від зовнішнього джерела  $Q_1$

$$\eta_e^{\text{уст}} = \frac{L_e}{Q_1} = \frac{M_r l_{\text{мгд}} \eta_{e,\text{мгд}} + M_{\text{п}} l_t \eta_{e,t}}{M_r C_p (T_4 - T_3)}. \quad (7.4)$$

#### 7.3. Коефіцієнт корисної дії всієї парогазової станції.

Цей ККД враховує додаткові втрати енергії, пов'язані з недосконалістю теплової ізоляції теплообмінників і трубопроводів  $\eta_{\text{пт}}$ , а також з неминучими втратами тепла безпосередньо при спалюванні палива в камері згоряння  $\eta_{\text{кк}}$

$$\eta_e^{\text{ст}} = \eta_{\text{кк}} \eta_{\text{пт}} \eta_e^{\text{уст}}. \quad (7.5)$$

Таким чином, якщо при спалюванні кожного кілограма палива виділяється  $Q_p^{\text{н}}$  кДж теплоти, то електроенергія, безпосередньо передається споживачеві, визначається виразом вигляду, кДж/кг:

$$Q^e = \eta_e^{\text{ст}} Q_p^{\text{н}}. \quad (7.6)$$

#### 7.4. Витрати палива.

Масова витрата палива, споживаного установкою в камері згоряння, обчислюється за формулою, кг / год

$$B = \frac{3600 N_{\pi}}{Q_p^{\text{н}} \eta_e^{\text{ст}}}. \quad (7.7)$$

В енергетичній практиці часто використовується такий показник роботи електростанції, як питома витрата палива, кг/(кВт·год):

$$b = \frac{B}{N_{\pi}} = \frac{3600}{Q_p^{\text{н}} \eta_e^{\text{ст}}}. \quad (7.8)$$

Цей показник служить мірою економічності енергетичної установки.

## ВИСНОВКИ

В даному розділі необхідно виконати порівняльний аналіз отриманих результатів щодо термічних ККД термодинамічних циклів, розглянутих в роботі, і підвести підсумки виконаних розрахунків.

### Контрольні запитання

1. Як працює парогазова енергетична установка? Які термодинамічні процеси відбуваються в кожному елементі установки?
2. Який термодинамічний процес стиснення газу в компресорі є найкращим і чому?
3. У чому полягають переваги багатоступінчастого стиснення газів у компресорі в порівнянні з одноступеневим?
4. Як обчислюється робота, витрачена на отримання 1 кг стисненого газу, в багатоступінчастому компресорі?
5. Що таке регенерація теплоти? Для чого вона застосовується? У чому перевага регенеративного циклу перед циклом без регенерації?
6. Як записується рівняння теплового балансу регенератора газової частини циклу?
7. Від яких параметрів залежить термічний ККД циклу Ренкіна? Що потрібно зробити для його підвищення?
8. Що таке внутрішній відносний індикаторний ККД турбіни? Від чого залежить його значення?
9. Як записується рівняння нерозривності (суцільності) для потоку?
10. Яким термодинамічним процесом описується витікання газоподібних робочих тіл? Чим це обумовлено?



11. Що таке критичне ставлення тисків при закінченні? Від чого воно залежить?
12. Які сопла потрібно застосовувати для отримання надзвукових швидкостей закінчення?
13. Як записується рівняння теплового балансу регенератора паросилової частини циклу?
14. Як співвідносяться між собою корисна робота і кількість підведеної від зовнішнього джерела теплоти в регенеративної паросилового циклі і циклі Ренкіна? Який фактор справляє визначальний вплив на термічний ККД регенеративному циклу ПСУ?
15. У чому перевага бінарних циклів у порівнянні з газовими та паросиловими? Записати рівняння для термічного ККД парогазового циклу.
16. Як здійснюється пряме перетворення теплової енергії в електричну в цій установці? У чому полягають переваги цього методу в порівнянні з традиційними ГТУ?
17. Що таке теплота згоряння палива? Як розраховується витрата палива?
18. Як розраховується корисна потужність парогазової установки?
19. Чим відрізняється абсолютний електричний ККД установки для термічного ККД?
20. Як визначається ККД всієї парогазової станції?

**Додаток А**  
**Вихідні дані до розрахунку курсової роботи**

Номер варіанта	$N_n$ $10^{-3}$ , кВт	$Q_p$ $10^{-3}$ , кВт	$P_4$ , бар	$P_{10}$ , бар	$P_{11}$ , бар	$t_4$ , °C	$t_6$ , °C	$t_9$ , °C	$t_{10}$ , °C	$m$	$n$	$k$	$R$ , Дж/(кг·К)	$\eta_{ф.к}$	$\eta_{oi}$
1	400	46	8	115	0,03	3000	30	200	600	3	1,2	1,4	297	0,86	0,85
2	300	50	7	200	0,04	2800	25	150	550	2	1,3	1,45	320	0,85	0,84
3	200	45	6	150	0,035	2600	20	140	500	2	1,3	1,3	252	0,84	0,83
4	200	40	5	200	0,05	2500	15	130	450	3	1,3	1,35	310	0,83	0,82
5	50	35	4	140	0,03	2600	20	120	430	1	1,0	1,25	220	0,85	0,81
6	25	40	8	90	0,04	2700	15	100	450	3	1,32	1,4	270	0,84	0,80
7	50	45	7	170	0,05	2800	25	120	500	3	1,23	1,3	250	0,86	0,79
8	100	50	6	210	0,05	2900	30	130	550	2	1,2	1,4	230	0,85	0,80
9	150	45	5	140	0,045	3000	25	140	420	1	1,0	1,4	240	0,84	0,81
10	200	50	4	120	0,05	2500	20	160	400	1	1,0	1,45	280	0,88	0,82
11	40	40	8	100	0,03	2700	15	180	500	3	1,2	1,2	270	0,87	0,83
12	300	45	7	175	0,04	2400	10	190	450	3	1,2	1,3	220	0,88	0,84
13	350	50	6	190	0,05	2700	15	200	500	2	1,35	1,4	290	0,86	0,85
14	400	40	5	205	0,04	2800	20	170	600	1	1,3	1,45	270	0,85	0,86
15	50	45	4	140	0,03	2600	25	150	450	1	1,3	1,35	260	0,84	0,87
16	300	50	5	100	0,05	2500	30	130	450	2	1,25	1,3	290	0,83	0,88
17	25	48	6	200	0,035	3000	25	110	500	2	1,15	1,2	300	0,90	0,86
18	500	46	8	215	0,045	3000	20	180	500	3	1,3	1,4	275	0,89	0,85
19	400	44	7	220	0,05	2700	15	170	510	2	1,25	1,3	255	0,88	0,84
20	300	42	6	150	0,04	2600	10	150	480	2	1,2	1,35	248	0,87	0,83
21	200	50	5	100	0,03	2500	15	110	500	2	1,3	1,45	260	0,86	0,82
22	100	40	4	90	0,03	2800	20	180	550	1	1,0	1,15	290	0,87	0,81
23	50	50	6	100	0,04	2600	25	160	410	2	1,1	1,25	310	0,88	0,80
24	300	45	7	130	0,04	2700	30	150	430	3	1,35	1,4	320	0,89	0,81
25	100	40	6	180	0,05	3000	25	130	470	2	1,2	1,45	280	0,82	0,82

Продовження додатка А

Номер варіанта	$N_n$ $10^{-3}$ , кВт	$Q_p$ $10^{-3}$ , кВт	$P_4$ , бар	$P_{10}$ , бар	$P_{11}$ , бар	$t_4$ , °C	$t_6$ , °C	$t_9$ , °C	$t_{10}$ , °C	$m$	$n$	$k$	$R_s$ Дж/(кг·К)	$\eta_{\text{еф.к}}$	$\eta_{oi}$
26	75	36	8	95	0,033	2450	12	105	440	3	1,2	1,4	225	0,86	0,85
27	175	37	7	105	0,042	2550	17	115	460	2	1,3	1,45	235	0,85	0,84
28	225	38	6	110	0,035	2650	23	125	520	2	1,3	1,3	265	0,84	0,83
29	250	39	5	125	0,051	2750	28	135	490	3	1,3	1,35	285	0,83	0,82
30	275	41	4	135	0,038	2850	22	145	530	1	1,0	1,25	305	0,85	0,81
31	325	43	8	145	0,043	2950	14	155	540	3	1,32	1,4	315	0,84	0,80
32	375	47	7	155	0,052	2475	27	165	560	3	1,23	1,3	245	0,86	0,79
33	425	49	6	160	0,053	2575	16	175	570	2	1,2	1,4	295	0,85	0,80
34	450	51	5	165	0,045	2675	24	185	580	1	1,0	1,4	312	0,84	0,81
35	475	52	4	185	0,054	2775	29	195	590	1	1,0	1,45	267	0,88	0,82
36	85	34	8	195	0,055	2875	18	100	400	3	1,1	1,27	305	0,82	0,83

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Кириллин В.А. Техническая термодинамика / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейдлин. – М. : Энергия, 1974. – 447 с.
2. Техническая термодинамика : учеб. пособ. для вузов / В.И. Крутов и др. ; под ред. В.И. Крутова. – М. : Высшая школа, 1991. – 344 с.
3. Бурлянда О.Ф. Технічна термодинаміка / О.Ф. Бурлянда. – Київ : Техніка, 2001. – 320 с.
4. Канаев А.А. Парогазовые установки / А.А. Канаев, М.И. Корнеев. – Л. : Машиностроение, 1974. – 239 с.
5. Современное состояние проблемы создания электростанции с МГД-генераторами // Теплоэнергетика. – № 3. – 1980. – С. 2–5.
6. Александров А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара / А. Александров, Б. Григорьев. – М., 1999. – 168 с.

Навчальне видання

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
до виконання курсової роботи

**«Термодинамічний розрахунок і аналіз  
парогазової енергетичної установки»**

з курсу «Технічна термодинаміка»  
для студентів спеціальностей  
142 «Енергетичне машинобудування»,  
144 «Теплоенергетика»

Укладачі: ЯРОШЕНКО Тетяна Іванівна,  
ГОРДІЄНКО Олена Петрівна

Відповідальний за випуск А.М. Ганжа

Роботу до видання рекомендував О.В. Потетенко

Редактор Н.В. Верстюк

План 2016 р., поз. 50

Підписано до друку 07.10.2016 р. Формат 60×84 1/16. Папір офсетний.

Друк – ризографія. Гарнітура Таймс. Ум.друк. арк.

Наклад 50 прим. Зам. № \_\_\_\_\_ Ціна договірна.

---

Видавничий центр НТУ «ХПІ» 61002, Харків, 20ул.. Фрунзе, 21.  
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 3657 від 24.12.2009 р.

---

Друкарня НТУ «ХПІ» 60002, Харків, вул. Фрунзе, 21